

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 06-143966

(43)Date of publication of application : 24.05.1994

(51)Int.Cl.

B60G 17/015  
F16F 15/02  
G05D 19/02  
// F16F 9/50

(21)Application number : 04-296015

(71)Applicant : NIPPONDENSO CO LTD

TOYOTA CENTRAL RES & DEV  
LAB INC

(22)Date of filing : 05.11.1992

(72)Inventor : NAGAI TAKAYUKI

ISHIKAWA HIROSHI

TAKEDA MASAYOSHI

DOI SHUNICHI

ISHIGURO RIKUO

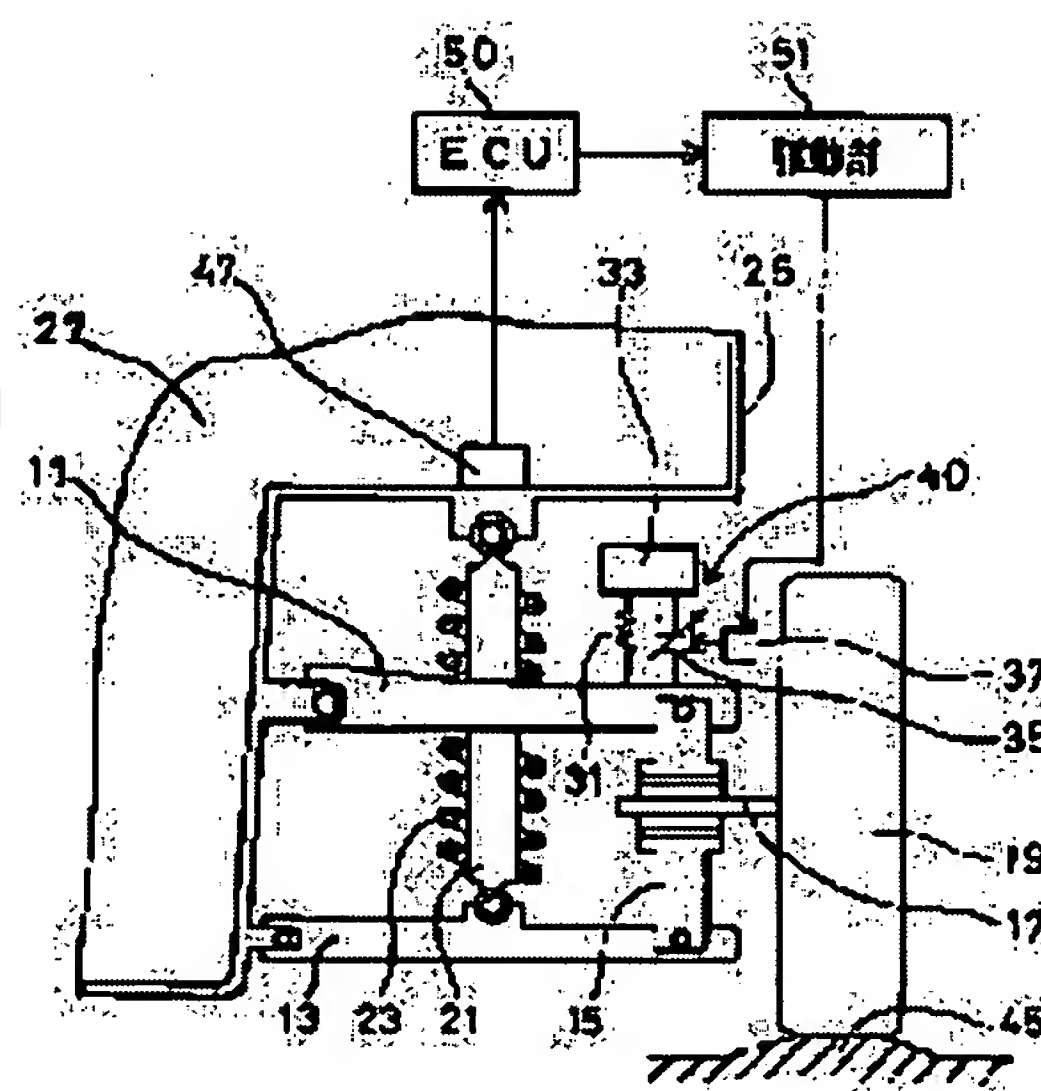
TAKEI KAZUTAKA

## (54) VEHICLE VIBRATION REDUCING DEVICE

### (57)Abstract:

**PURPOSE:** To provide a vehicle vibration reducing device capable of improving a domain where the characteristic of transmitting vibration are deteriorated by the use of a dynamic damper unit attached to the unsprung mass, effectively performing vibration control in a wide frequency range, thereby improving ride comfort.

**CONSTITUTION:** A dynamic damper unit 40 consisting of a spring 31, a mass 33, a variable damper 35, and an actuator 37 for changing the damping coefficient of the variable damper 35 is attached to an upper arm 11. High-frequency vibration inputting from a road surface projection 45 to a suspension is detected by a vibration acceleration sensor 47. The ECU 50 selects a frequency range where the reduction of vehicle vibration is desirable especially, or necessary by means of range-judgement using the difference in the magnitude of vehicle vibration, the magnitude ratio, etc., in two



frequency ranges, sends a signal to a driving unit 51 so that the damping force of the damper corresponds to the selected frequency range, to actuate the actuator 37.

---

## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

\* NOTICES \*

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

CLAIMS

---

[Claim(s)]

[Claim 1] a damping force -- adjustable, while attaching in a suspension configuration member a controllable damper, a spring, and the dynamic-damper unit that consists of mass A detection means to detect the car vibration corresponding to the road surface oscillating input from a wheel, Car oscillating reduction equipment characterized by having the control means which carries out adjustable control of the damping force of the above-mentioned damper corresponding to at least two frequency regions in the rigid-body vibration system of a spring top and unsprung mass based on the oscillating information detected by this detection means.

---

[Translation done.]

\* NOTICES \*

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.\*\*\*\* shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

---

DETAILED DESCRIPTION

---

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] This invention relates to the oscillating reduction equipment of a car.

[0002]

[Description of the Prior Art] Conventionally, the attenuation force-control equipment which controls the damping force of a shock absorber and aims at improvement in riding comfortability is known, and there is attenuation force-control equipment which controls a damping force as the example based on the spring top rate  $dX1$  and the relative velocity  $dY$  between the bottoms of a spring top and a spring in 2 degree-of-freedom oscillating model shown in drawing 4 (A) and which applied the so-called skyhook theory. In addition, for the inside  $m1$  of drawing, it is sprung mass and  $m2$  is unsprung mass,  $k1$  is a vertical spring constant between the bottoms of a spring top and a spring, and  $k2$  is a wheel vertical spring constant. Moreover,  $c1$  is a vertical damping coefficient between the bottoms of a spring top and a spring, and  $u$  is a road surface displacement entry.

[0003] In this case, as shown in drawing 5, oscillating reduction near spring top resonance point PA which is a peak by the side of low frequency, and between the spring top resonance point PA and the bottom resonance point PB of a spring can be performed effectively. However, since sprung mass  $m1$  and unsprung mass  $m2$  were almost in phase, it moved by the bottom resonance point PB of a spring and the damping force of an absorber was not able to be used effectively, it was difficult to perform vibration deadening in this neighborhood effectively. In order to perform low frequency vibration deadening especially, when making the high damping force act (the graph in  $1=1500$  etc. reference [ For example, setting to drawing 5 . c ].), oscillating transfer near bottom resonance point PB of a spring became large, and had produced the very large feeling of GOTSUGOTSU of displeasure.

[0004] Then, as shown in the oscillating model of drawing 4 (B), newly attaching the dynamic-damper unit 100 which changes from a spring, mass, and a damper to the unsprung mass  $m2$  section is known. The example which tuned up the resonance frequency of the dynamic-damper unit 100 to the bottom resonance frequency of a spring is shown in drawing 6. Although the oscillating transfer in the frequency domain P near bottom resonance point PB of a spring can be reduced as shown in the dotted line in drawing 6, in the still higher frequency domain Q, transfer characteristics are going up on the contrary (see the slash section in drawing 6). Thus, it might become a demerit conversely to attach the dynamic-damper unit 100 depending on a road surface input frequency.

[0005] Then, this invention improves the field where the oscillating transfer characteristics by the dynamic-damper unit attached in unsprung mass get worse, performs vibration deadening in a broad frequency domain effectively, and aims at offering the car oscillating reduction equipment which can aim at improvement in riding comfortability.

[0006]

[Means for Solving the Problem] The car oscillating reduction equipment of this invention made in order to attain the above-mentioned purpose a damping force -- adjustable, while attaching in a suspension configuration member a controllable damper, a spring, and the dynamic-damper unit that consists of mass A detection means to detect the car vibration corresponding to the road surface oscillating input from a wheel, It is characterized by having the control means which carries out adjustable control of the damping force of the above-mentioned damper corresponding to at least two



frequency regions in the rigid-body vibration system of a spring top and unsprung mass based on the oscillating information detected by this detection means.

[0007]

[Function] According to the car oscillating reduction equipment of this invention, the frequency component near the resonance frequency of a dynamic-damper unit causes resonance of a dynamic-damper unit among vibration inputted into a suspension through a wheel from a road surface, vibrational energy is changed into heat energy and stripping is carried out out of a system. Under the present circumstances, since adjustable control of the damping force of the damper in a dynamic-damper unit is carried out by the control means corresponding to at least two frequency regions in the rigid-body vibration system of a spring top and unsprung mass, oscillating reduction in a broad frequency domain can be performed effectively.

[0008] for example, the above -- even if few, effective oscillating reduction in a broad frequency domain is realizable for the damper damping force according to the frequency domain by carrying out adjustable control with the field judging using the difference of the magnitude of car vibration of two frequency regions, a ratio, or a predetermined map by wanting to reduce especially car vibration or choosing a frequency domain with the need for reduction.

[0009]

[Example] The example of this invention is explained to a detail based on a drawing below. Drawing 1 shows the whole double wishbone type suspension configuration adopted as a passenger car, and is equipped with the upper arm 11, the ROWA arm 13, the axle carrier 15, an axle 17, the tire 19, the shock absorber 21, the coil spring 23, and the frame (or subframe) 25 as main components.

[0010] And the upper arm 11 is equipped with the dynamic-damper unit 40 which consists of the actuator 37 for changing a damping coefficient by changing the diaphragm in a spring 31, a mass 33, the adjustable damper 35, and the adjustable damper 35. In addition, the object equipped with this dynamic-damper unit 40 should just be a suspension configuration member which constitutes not only the upper arm 11 but unsprung mass.

[0011] The dynamic-damper unit 40 changes into heat energy the vibrational energy transmitted from the upper arm 11 in the number field of resonance specified with a spring constant  $k_3$ , the mass  $m_3$  of a mass 33, and the damping coefficient  $c_3$  of the adjustable damper 35. Moreover, explanation of a system-wide configuration detects first the high frequency oscillation inputted into a suspension from the road surface projection 45 by the vibration acceleration sensor 47 with which is car-body 27 pars basilaris ossis occipitalis, and right above [ suspension ] was equipped. It judges whether this detecting signal is made to be inputted into ECU50, and changes the damping force of the adjustable damper 35 within ECU50. In addition, change of a damping force is obtained by operating an actuator 37 and changing the damping coefficient of the adjustable damper 35. In changing a damping force, it carries out by generating the current for making a mechanical component 51 drive an actuator 37 for a driving signal in delivery and this mechanical component 51.

[0012] Next, in the configuration mentioned above, the flow and effectiveness of the damping-force adjustable processing to the dynamic-damper unit 40 are explained. the car with which it is not equipped with the dynamic-damper unit 40 as shown in drawing 3 -- suppose that a spring top from the first and the bottom resonance frequency of a spring are  $a$  (Hz) and  $b$  (Hz), respectively. Here, the case where it is equipped with the dynamic-damper unit 40 tuned up to bottom resonance frequency of spring  $b$  (Hz) is considered.

[0013] Drawing 2 is a block diagram explaining actuation of ECU50. this example is shown in block 110,111 -- as -- the detecting signal (vibration acceleration  $d_2 X$ ) from the vibration acceleration sensor 47 -- two kinds of band pass filters (it only expresses also BPF below.) -- respectively -- inputting -- every -- it is taken out as a predetermined frequency component by passing along BPF.

[0014] With block 110, oscillating component  $d_2 XP$  which is equivalent to the predetermined frequency domain  $P$  near bottom resonance frequency of spring  $b$  (Hz) BPF#1 is taken out, and oscillating component  $d_2 XQ$  which is equivalent to the frequency domain  $Q$  higher than the above-mentioned frequency domain  $P$  BPF#2 is taken out by block 111.

[0015] In this way, two oscillating component  $d_2 XP(s)$  and  $d_2 XQ$  which were taken out are sent to block 112. Block 112 compares the value  $(k-d_2 XQ)$  which multiplied oscillating component  $d_2 XQ$  equivalent to a frequency domain  $Q$  by the constant  $k$ , and oscillating component  $d_2 XP$  equivalent

to a frequency domain P.

[0016] In the judgment in block 112, when the oscillating component  $d2XP$  equivalent to a frequency domain P is larger, in order to judge with vibration of a frequency domain P being reduced, to progress to block 113 and to generate a lower damping force in the dynamic-damper unit 40, the actuator indication signal VP for changing the damping coefficient of the adjustable damper 35 is set up. The indication signal VP is sent to a mechanical component 51, and changes the damping coefficient of the adjustable damper 35 through an actuator 37.

[0017] When the indication signal VP in this case shall be made into a damping coefficient  $C3=300$ , as a broken line shows in drawing 3, surely transmissibility falls in a frequency domain P, and it turns out that the oscillating reduction effectiveness is demonstrated. When the value  $(k-d2 XQ)$  which, on the other hand, multiplied oscillating component  $d2 XQ$  equivalent to a frequency domain Q by the constant k is larger, in order to judge with vibration of a frequency domain Q being reduced, to progress to block 114 and to generate a higher damping force in the dynamic-damper unit 40, the actuator indication signal VQ is set up.

[0018] When the indication signal VQ in this case shall be made into a damping coefficient  $C3=5000$ , as a two-dot chain line shows in drawing 3, it turns out that the oscillating reduction effectiveness is demonstrated in a frequency domain Q to be sure. Thus, he wants to reduce the frequency region which has the dominant amplitude among high frequency oscillation, i.e., car vibration, or a frequency domain with the need for reduction is chosen, and since the dynamic-damper unit 40 is controllable to become a damping coefficient effective for oscillating reduction of the frequency domain, effective oscillating reduction in a frequency domain broader than before is realizable. Therefore, the feeling of GOTSUGOTSU resulting from high frequency oscillation and the shock resulting from harshness can be reduced, and riding comfortability can be raised.

[0019] in addition -- although the field judging was carried out using the ratio of the frequency component equivalent to two frequency domains in the example of control mentioned above -- the difference of a frequency component -- or a field judging may be performed using a predetermined map.

[0020]

[Effect of the Invention] Since adjustable control of the damping force of the damper in a dynamic-damper unit is carried out corresponding to at least two frequency regions in vibration system according to the car oscillating reduction equipment of this invention as explained above, effective oscillating reduction in a frequency domain broader than before is realizable, the shock resulting from the feeling of GOTSUGOTSU resulting from high frequency oscillation or harshness is reduced, and the effectiveness that riding comfortability can be raised is done so.

---

[Translation done.]

\* NOTICES \*

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.\*\*\*\* shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

---

DESCRIPTION OF DRAWINGS

---

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is the outline block diagram showing the whole double wishbone type suspension configuration which adopted one example of this invention.

[Drawing 2] It is a block diagram explaining control processing of this example.

[Drawing 3] It is a graph to show the oscillating reduction effectiveness by this control processing.

[Drawing 4] It is the explanatory view showing the oscillating model with which (A) added 2 degree-of-freedom oscillating model, and (B) added the dynamic-damper unit, respectively.

[Drawing 5] It is the graph which shows the effect of a damping coefficient in 2 degree-of-freedom oscillating model.

[Drawing 6] It is the graph which shows the effect of [ at the time of adding a dynamic-damper unit ].

[Description of Notations]

PA -- Top resonance point PB -- Bottom resonance point 11 [ 19 -- Tire 21 / 35 -- Adjustable damper 37 / 45 / 50 -- ECU 51 -- Mechanical component / -- A road surface projection 47 -- Vibration acceleration sensor / -- An actuator, 40,100 -- Dynamic-damper unit / -- A shock absorber, 33 -- Mass ] -- An upper arm, 13 -- ROWA arm

---

[Translation done.]

\* NOTICES \*

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.

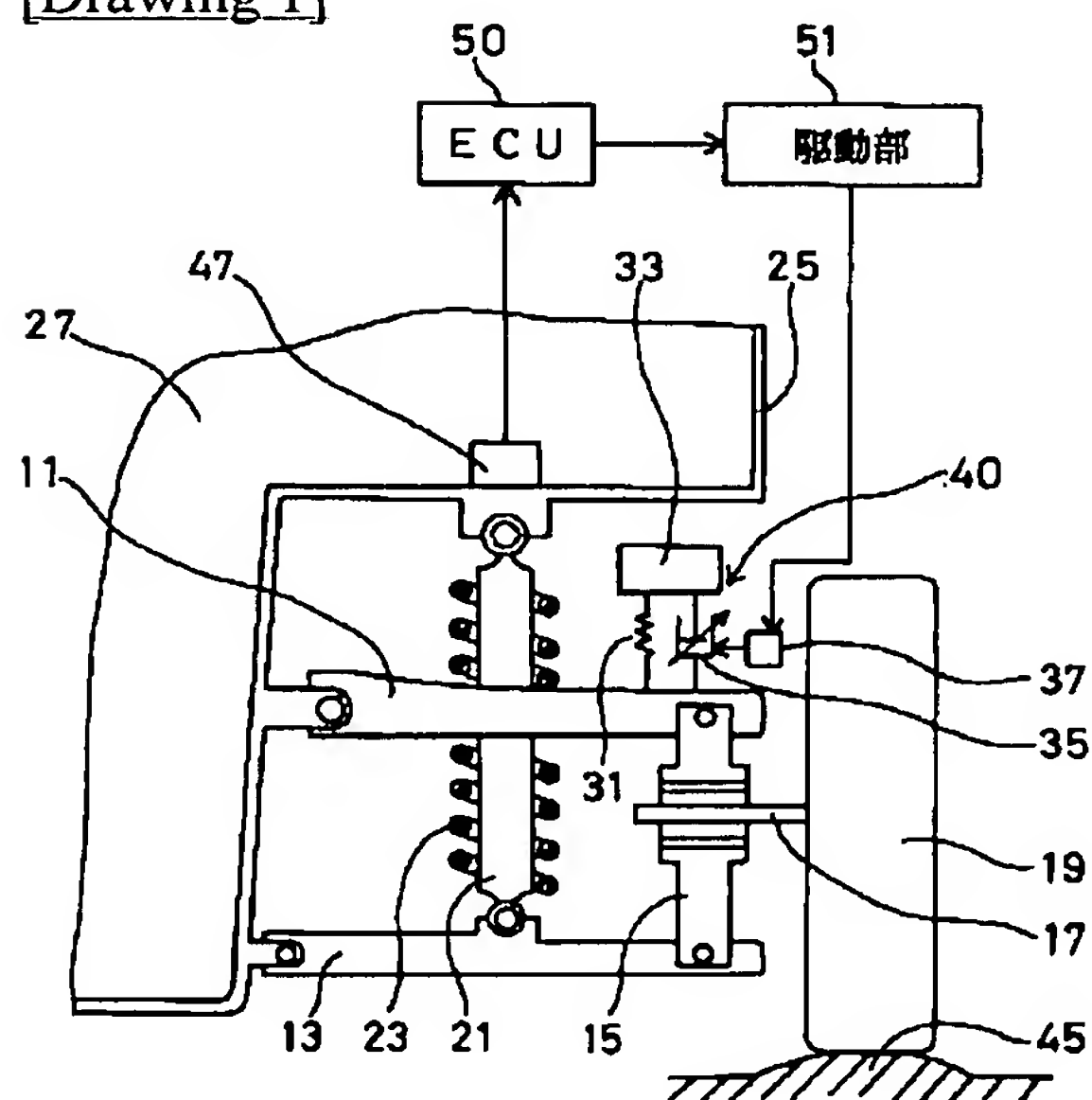
3. In the drawings, any words are not translated.

---

DRAWINGS

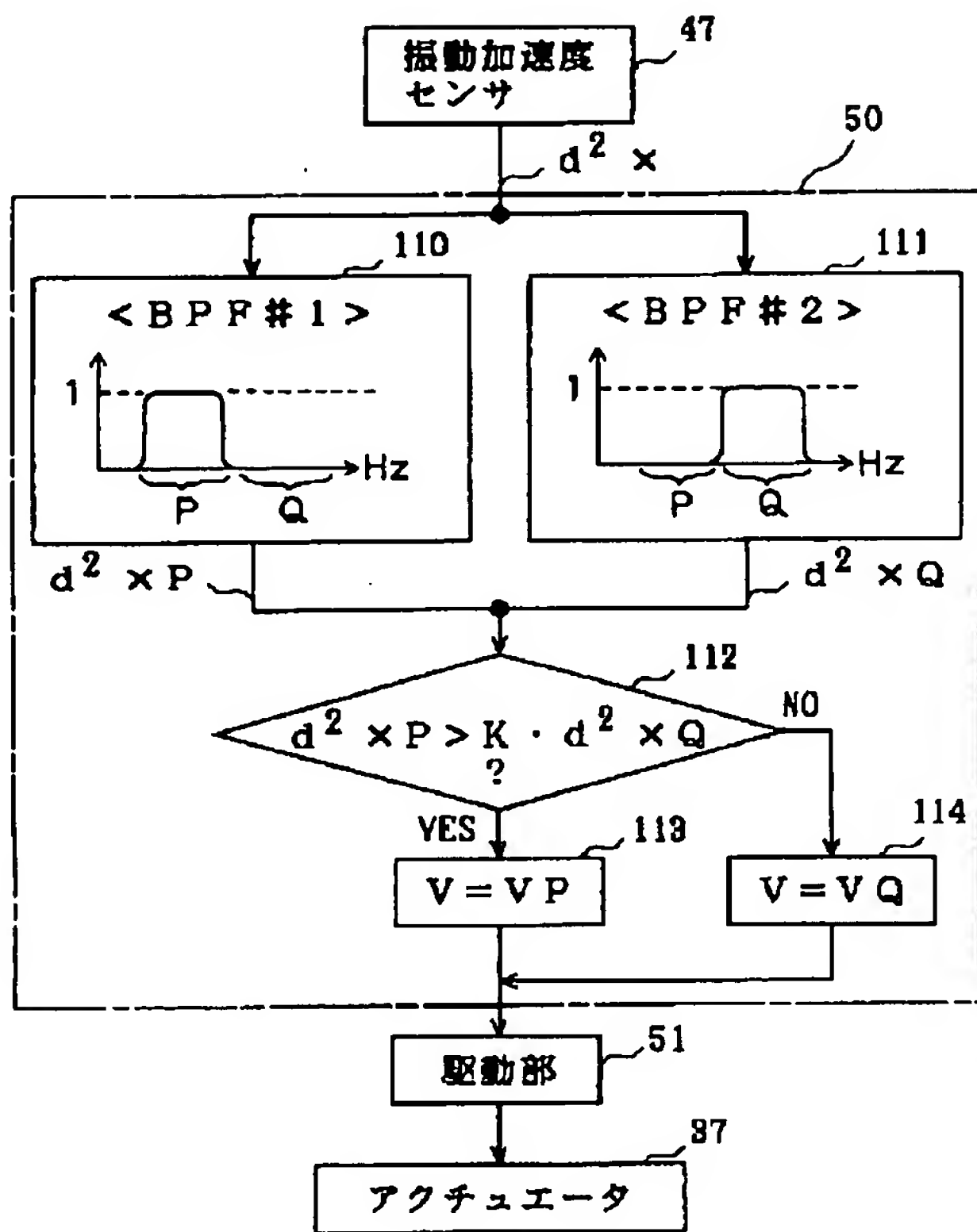
---

[Drawing 1]

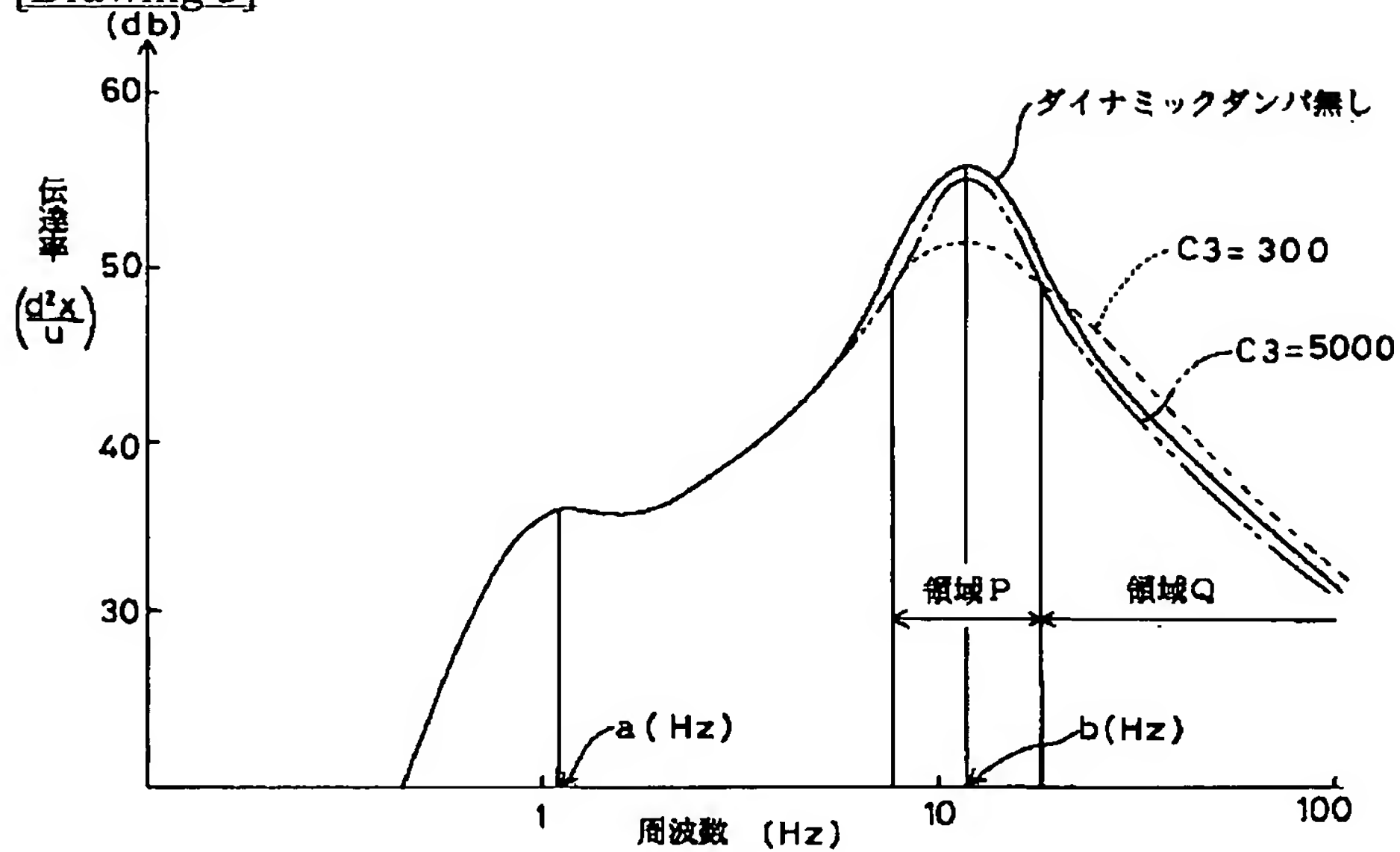


[Drawing 2]



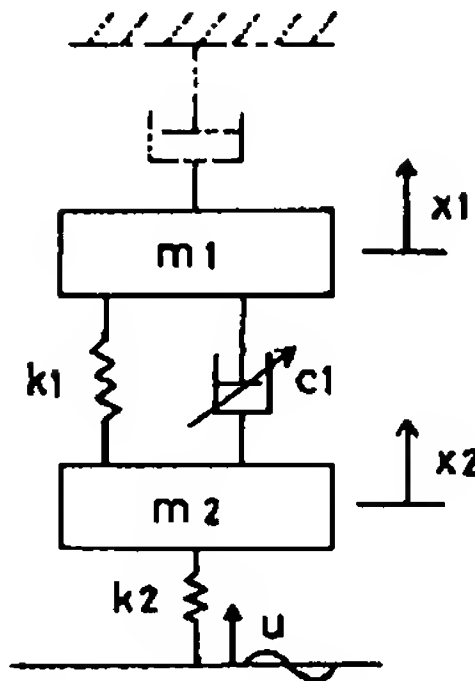


[Drawing 3]

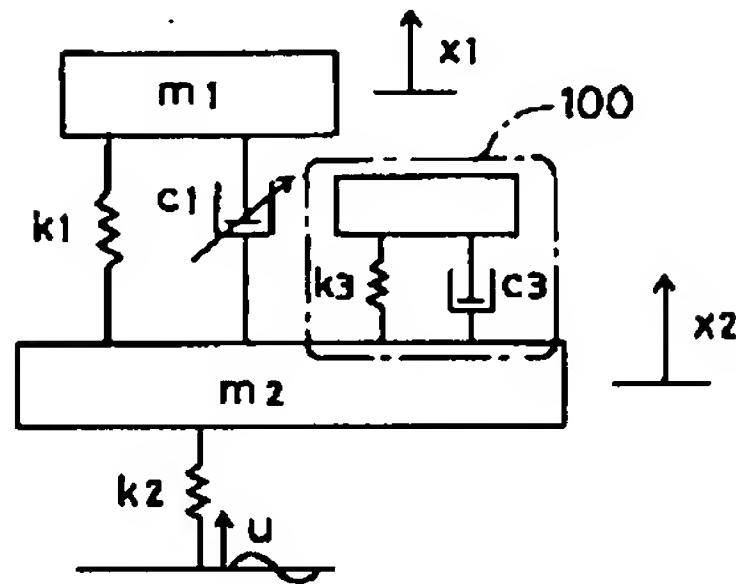


[Drawing 4]

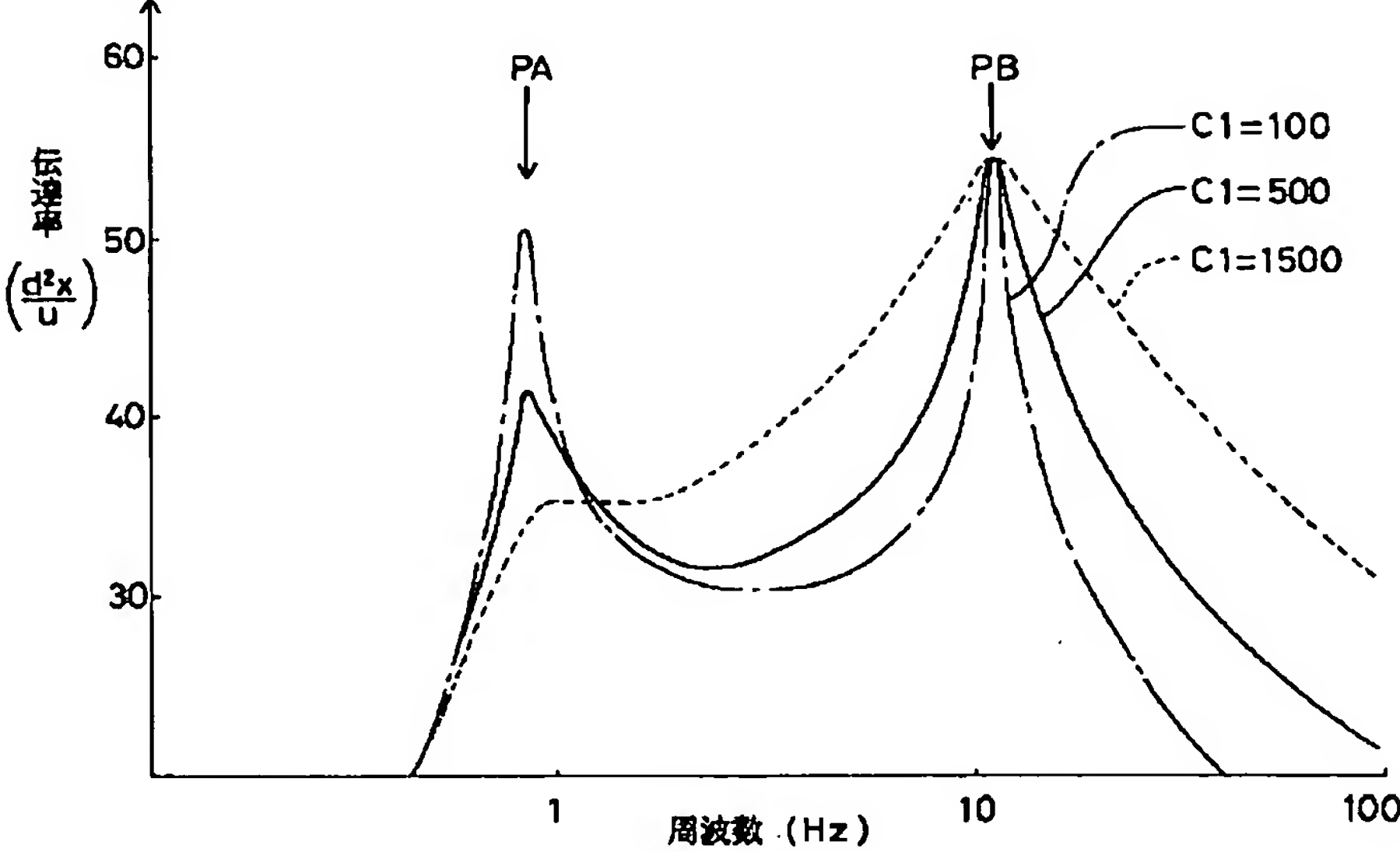
(A)



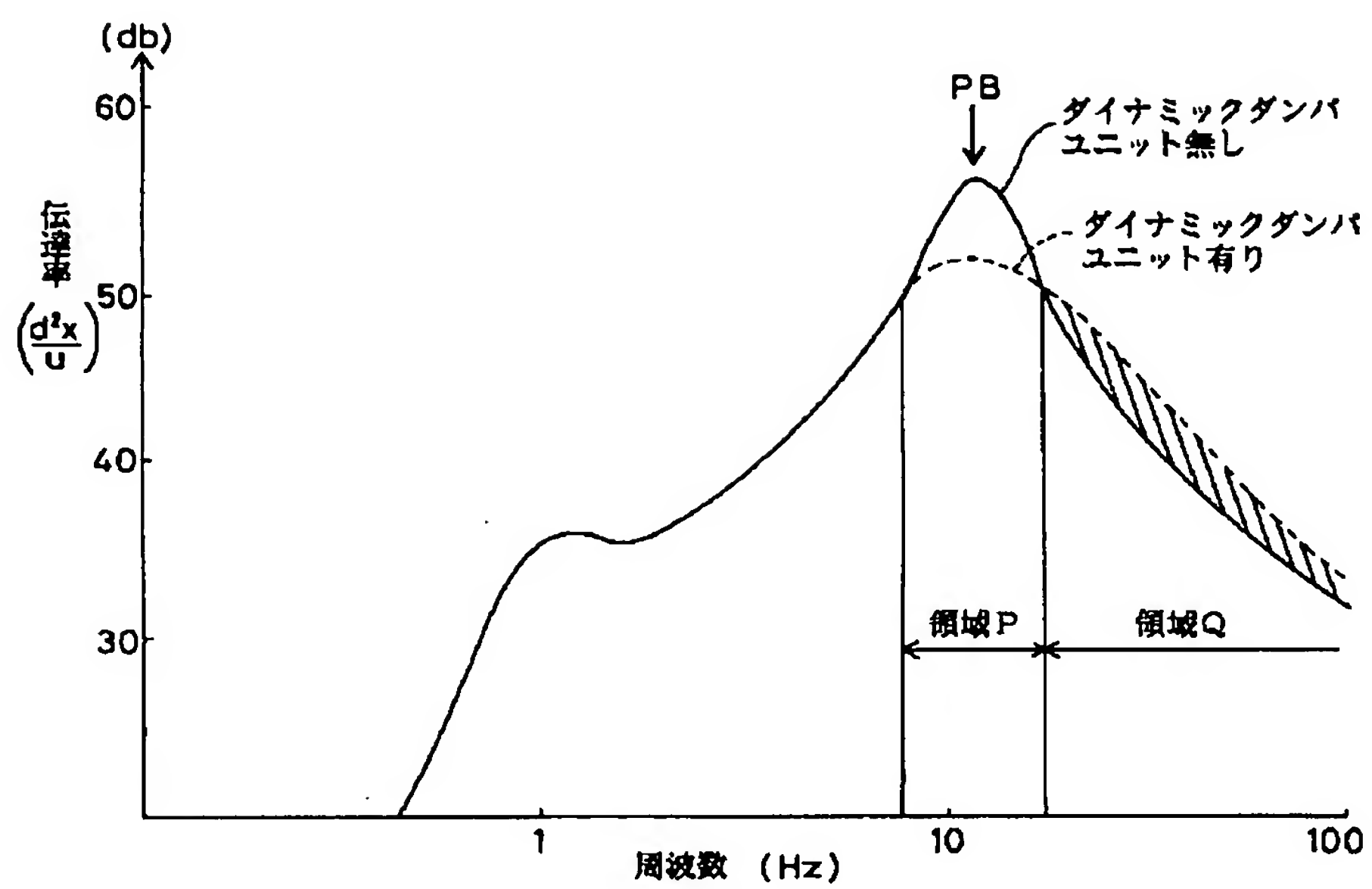
(B)



[Drawing 5]



[Drawing 6]



[Translation done.]

(19)日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-143966

(43)公開日 平成6年(1994)5月24日

(51)Int.Cl. <sup>5</sup>	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
B 6 0 G 17/015		8710-3D		
F 1 6 F 15/02	B	9138-3 J		
G 0 5 D 19/02	D	7314-3H		
// F 1 6 F 9/50		9240-3 J		

審査請求 未請求 請求項の数1(全 6 頁)

(21)出願番号 特願平4-296015

(22)出願日 平成4年(1992)11月5日

(71)出願人 000004260

日本電装株式会社

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(71)出願人 000003609

株式会社豊田中央研究所

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1

(72)発明者 永井 孝幸

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装株式会社内

(74)代理人 弁理士 足立 勉

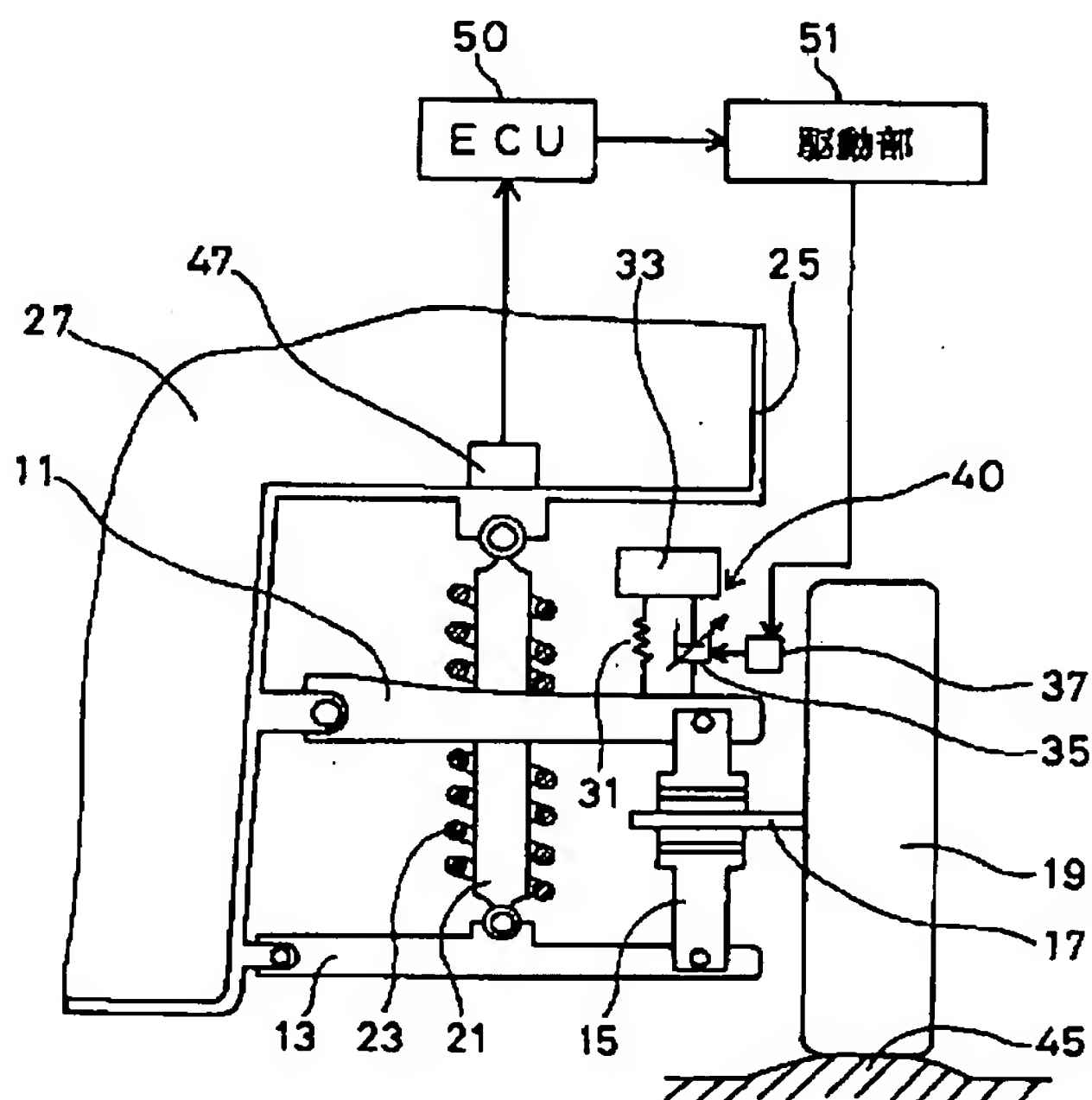
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 車両振動低減装置

(57)【要約】

【目的】 ばね下質量に取り付けたダイナミックダンパユニットによる振動伝達特性の悪化する領域を改善し、幅広い周波数領域での制振を効果的に行い、乗心地の向上を図ることのできる車両振動低減装置を提供すること。

【構成】 アッパーアーム11には、ばね31、マス33、可変ダンパ35及び可変ダンパ35の減衰係数を変化させるアクチュエータ37から成るダイナミックダンパユニット40が装着されている。路面突起45よりサスペンションに入力する高周波振動は振動加速度センサ47により検出され、ECU50は2つの周波数域の車両振動の大きさの差または比等による領域判定によって、特に車両振動を低減したい、あるいは低減の必要のある周波数領域を選択し、その周波数領域に応じたダンパ減衰力となるように駆動部51に信号を送ってアクチュエータ37を作動させる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 減衰力が可変制御可能であるダンパ、ばね、及び質量から成るダイナミックダンパユニットを、サスペンション構成部材に取り付けると共に、車輪からの路面振動入力に対応する車両振動を検出する検出手段と、

該検出手段により検出された振動情報に基づき、上記ダンパの減衰力を、ばね上・ばね下質量の剛体振動系における少なくとも2つの周波数域に対応して可変制御する制御手段と、

を備えたことを特徴とする車両振動低減装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、車両の振動低減装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術および発明が解決しようとする課題】従来、ショックアブソーバの減衰力を制御して乗心地の向上を図る減衰力制御装置が知られており、その一例として、図4(A)に示す2自由度振動モデルにおいてばね上速度 $dX$ 及びばね上・ばね下間の相対速度 $dY$ に基づいて減衰力を制御する、いわゆるスカイフック理論を適用した減衰力制御装置がある。なお、図中 $m_1$ はばね上質量、 $m_2$ はばね下質量であり、 $k_1$ はばね上・ばね下間の上下ばね定数、 $k_2$ は車輪上下ばね定数である。また、 $c_1$ はばね上・ばね下間の上下減衰係数であり、 $u$ は路面変位入力である。

【0003】この場合、図5に示すように、低周波側のピークであるばね上共振点P A付近及びばね上共振点P Aとばね下共振点P Bの間の振動低減は効果的に行える。しかし、ばね下共振点P Bでは、ばね上質量 $m_1$ とばね下質量 $m_2$ とがほぼ同相で動き、アブソーバの減衰力を有効に利用できないため、この辺りでの制振を効果的に行うことは困難であった。特に、低周波制振を行うため高目の減衰力を作用させている場合（例えば図5において $c_1 = 1500$ の場合のグラフ等を参照。）には、ばね下共振点P B付近での振動伝達が大きくなり、不快感の非常に大きいゴツゴツ感を生じていた。

【0004】そこで、図4(B)の振動モデルに示すように、ばね下質量 $m_2$ 部に、ばね・質量・ダンパから成るダイナミックダンパユニット100を新たに取り付けることが知られている。ダイナミックダンパユニット100の共振周波数をばね下共振周波数にチューニングした例を図6に示す。図6中の点線に示すように、ばね下共振点P B付近の周波数領域Pにおける振動伝達は低減することができるが、さらに高い周波数領域Qにおいては伝達特性がかえって上昇している（図6中の斜線部を参照）。このように、路面入力周波数によってはダイナミックダンパユニット100を取り付けることが逆にデメリットとなってしまうことがあった。

【0005】そこで本発明は、ばね下質量に取り付けたダイナミックダンパユニットによる振動伝達特性の悪化する領域を改善し、幅広い周波数領域での制振を効果的に行い、乗心地の向上を図ることのできる車両振動低減装置を提供することを目的とする。

## 【0006】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するためなされた本発明の車両振動低減装置は、減衰力が可変制御可能であるダンパ、ばね、及び質量から成るダイナミックダンパユニットを、サスペンション構成部材に取り付けると共に、車輪からの路面振動入力に対応する車両振動を検出する検出手段と、該検出手段により検出された振動情報に基づき、上記ダンパの減衰力を、ばね上・ばね下質量の剛体振動系における少なくとも2つの周波数域に対応して可変制御する制御手段とを備えたことを特徴とする。

## 【0007】

【作用】本発明の車両振動低減装置によれば、路面より車輪を介してサスペンションに入力される振動の内、ダイナミックダンパユニットの共振周波数近くの周波数成分がダイナミックダンパユニットの共振を引き起こし、振動エネルギーが熱エネルギーに変換されて系の外に放散される。この際、制御手段により、ダイナミックダンパユニットにおけるダンパの減衰力が、ばね上・ばね下質量の剛体振動系における少なくとも2つの周波数域に対応して可変制御されるので、幅広い周波数領域での振動低減を効果的に行うことができる。

【0008】例えば、上記少なくとも2つの周波数域の車両振動の大きさの差または比、あるいは所定のマップを用いた領域判定によって、特に車両振動を低減したい、あるいは低減の必要のある周波数領域を選択し、その周波数領域に応じたダンパ減衰力に可変制御することによって、幅広い周波数領域での効果的な振動低減を実現することができる。

## 【0009】

【実施例】以下本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明する。図1は、例えば乗用車に採用されるダブルウィッシュボーン式サスペンションの全体構成を示すものであり、主な構成要素として、アッパーアーム11、ローアーム13、アクスルキャリア15、車軸17、タイヤ19、ショックアブソーバ21、コイルスプリング23、フレーム（あるいはサブフレーム）25を備えている。

【0010】そして、アッパーアーム11には、ばね31、マス33、可変ダンパ35及び可変ダンパ35内の絞りを変化させることにより減衰係数を変化させるためのアクチュエータ37から成るダイナミックダンパユニット40が装着されている。なお、このダイナミックダンパユニット40を装着する対象は、アッパーアーム11に限らず、ばね下質量を構成するサスペンション構成



部材であればよい。

【0011】ダイナミックダンパユニット40は、ばね定数 $k_3$ 、マス33の質量 $m_3$ 、可変ダンパ35の減衰係数 $c_3$ により規定される共振数領域でアップアーム11より伝達される振動エネルギーを熱エネルギーに変換する。また、システム全体の構成を説明すると、まず、路面突起45よりサスペンションに入力する高周波振動は、車体27底部でありサスペンション真上に装着された振動加速度センサ47により検出される。この検出信号はECU50に入力するようにされており、ECU50内では、可変ダンパ35の減衰力を変化させるか否かを判断する。なお、減衰力の変化は、アクチュエータ37を作動させて可変ダンパ35の減衰係数を変化させることにより得られる。減衰力を変化させる場合には、駆動部51に駆動信号を送り、この駆動部51においてアクチュエータ37を駆動させるための電流を発生させて行う。

【0012】次に、上述した構成において、ダイナミックダンパユニット40に対する減衰力可変処理の流れと、その効果について説明する。図3に示すように、ダイナミックダンパユニット40が装着されていない車両元々のばね上及びばね下共振周波数がそれぞれ $a$  (Hz) 及び $b$  (Hz) だとする。ここでは、ばね下共振周波数 $b$  (Hz) にチューニングされたダイナミックダンパユニット40が装着されている場合を考える。

【0013】図2はECU50の作動を説明するブロック図である。本実施例においては、ブロック110、111に示すように、振動加速度センサ47からの検出信号(振動加速度 $d^2 X$ )が2種類のバンドパスフィルタ(以下単にBPFとも表す。)にそれぞれ入力し、各BPFを通ることによって、所定の周波数成分として取り出される。

【0014】ブロック110では、BPF#1によりばね下共振周波数 $b$  (Hz) 付近の所定の周波数領域Pに相当する振動成分 $d^2 X_P$ が取り出され、ブロック111では、BPF#2により上記周波数領域Pよりも高い周波数領域Qに相当する振動成分 $d^2 X_Q$ が取り出される。

【0015】こうして取り出された2つの振動成分 $d^2 X_P$ 、 $d^2 X_Q$ はブロック112に送られる。ブロック112では、周波数領域Qに相当する振動成分 $d^2 X_Q$ に定数 $k$ を乗じた値( $k \cdot d^2 X_Q$ )と、周波数領域Pに相当する振動成分 $d^2 X_P$ とを比較する。

【0016】ブロック112における判定において、周波数領域Pに相当する振動成分 $d^2 X_P$ の方が大きい場合には、周波数領域Pの振動を低減すべきだと判定してブロック113に進み、ダイナミックダンパユニット40において低めの減衰力を発生させるために、可変ダンパ35の減衰係数を変化させるためのアクチュエータ指示信号VPを設定する。その指示信号VPは駆動部51

に送られ、アクチュエータ37を介して可変ダンパ35の減衰係数を変化させるのである。

【0017】この場合の指示信号VPは減衰係数 $C_3 = 300$ とさせるものとする。図3中に破線で示すように、確かに周波数領域Pにおいて伝達率が下がり、振動低減効果が発揮されていることが判る。一方、周波数領域Qに相当する振動成分 $d^2 X_Q$ に定数 $k$ を乗じた値( $k \cdot d^2 X_Q$ )の方が大きい場合には、周波数領域Qの振動を低減すべきだと判定してブロック114に進み、ダイナミックダンパユニット40において高めの減衰力を発生させるために、アクチュエータ指示信号VQを設定する。

【0018】この場合の指示信号VQは減衰係数 $C_3 = 5000$ とさせるものとする。図3中に二点鎖線で示すように、確かに周波数領域Qにおいて振動低減効果が発揮されていることが判る。このように、高周波振動の内、支配的な振幅を持つ周波数域、即ち車両振動を低減したい、あるいは低減の必要のある周波数領域を選択し、その周波数領域の振動低減に効果的な減衰係数となるようにダイナミックダンパユニット40を制御できるので、従来よりも幅広い周波数領域での効果的な振動低減を実現することができる。従って、高周波振動に起因するゴツゴツ感や、ハーシュネスに起因するショックを低減させ乗心地を向上させることができる。

【0019】なお、上述した制御例では2つの周波数領域に相当する周波数成分の比を用いて領域判定をしたが、周波数成分の差や、あるいは所定のマップを用いて領域判定を行ってもよい。

【0020】

【発明の効果】以上説明したように、本発明の車両振動低減装置によれば、ダイナミックダンパユニットにおけるダンパの減衰力が、振動系における少なくとも2つの周波数域に対応して可変制御されるので、従来よりも幅広い周波数領域での効果的な振動低減を実現することができ、高周波振動に起因するゴツゴツ感やハーシュネスに起因するショックを低減させて乗心地を向上させることができるという効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の一実施例を採用したダブルウィッシュボーン式サスペンションの全体構成を示す概略構成図である。

【図2】 本実施例の制御処理を説明するブロック図である。

【図3】 本制御処理による振動低減効果を示すためのグラフである。

【図4】 (A)は2自由度振動モデル、(B)はダイナミックダンパユニットを付加した振動モデルをそれぞれ示す説明図である。

【図5】 2自由度振動モデルにおいて減衰係数の影響を示すグラフである。

5

6

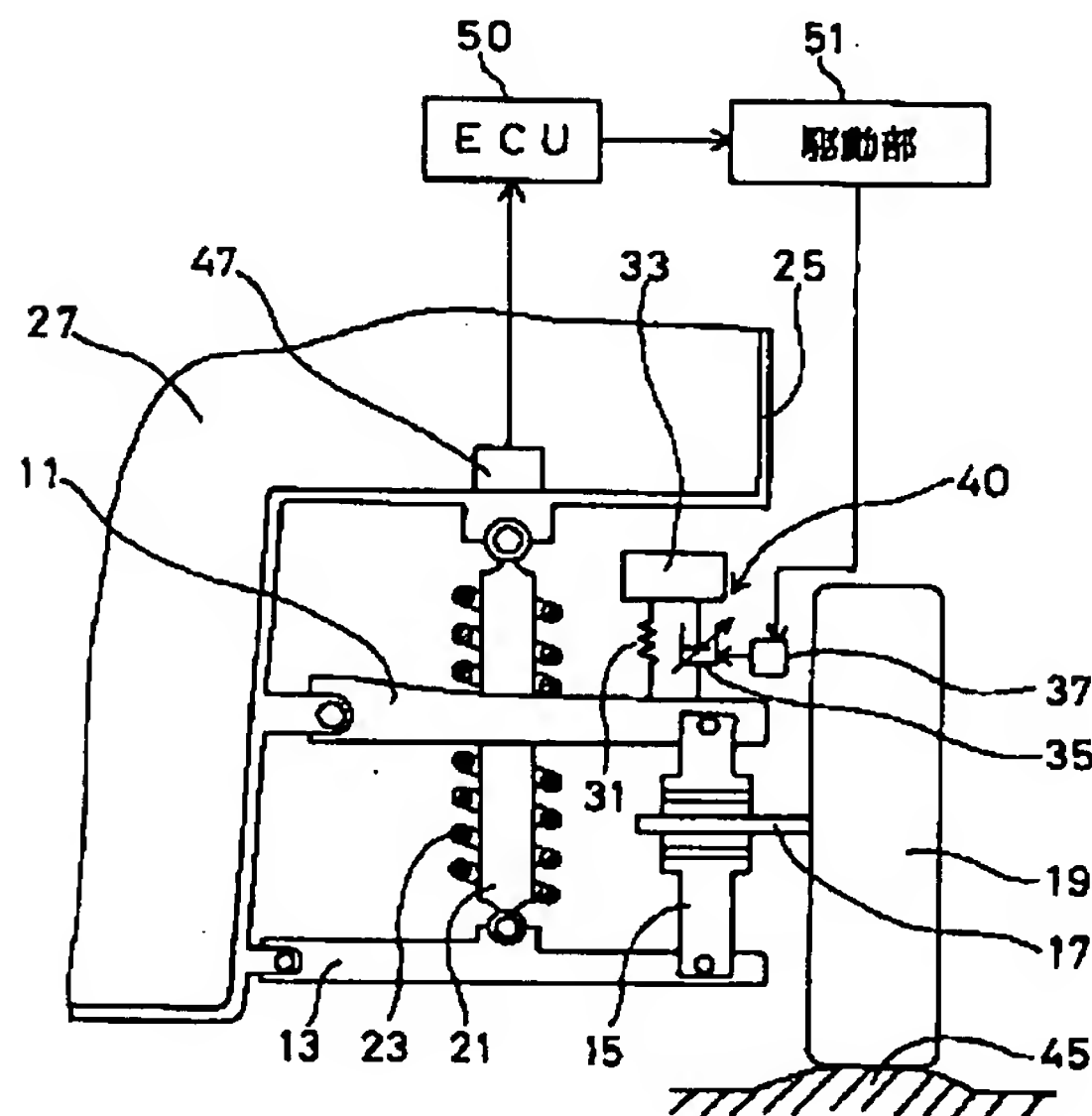
【図6】 ダイナミックダンパユニットを付加した場合の影響を示すグラフである。

【符号の説明】

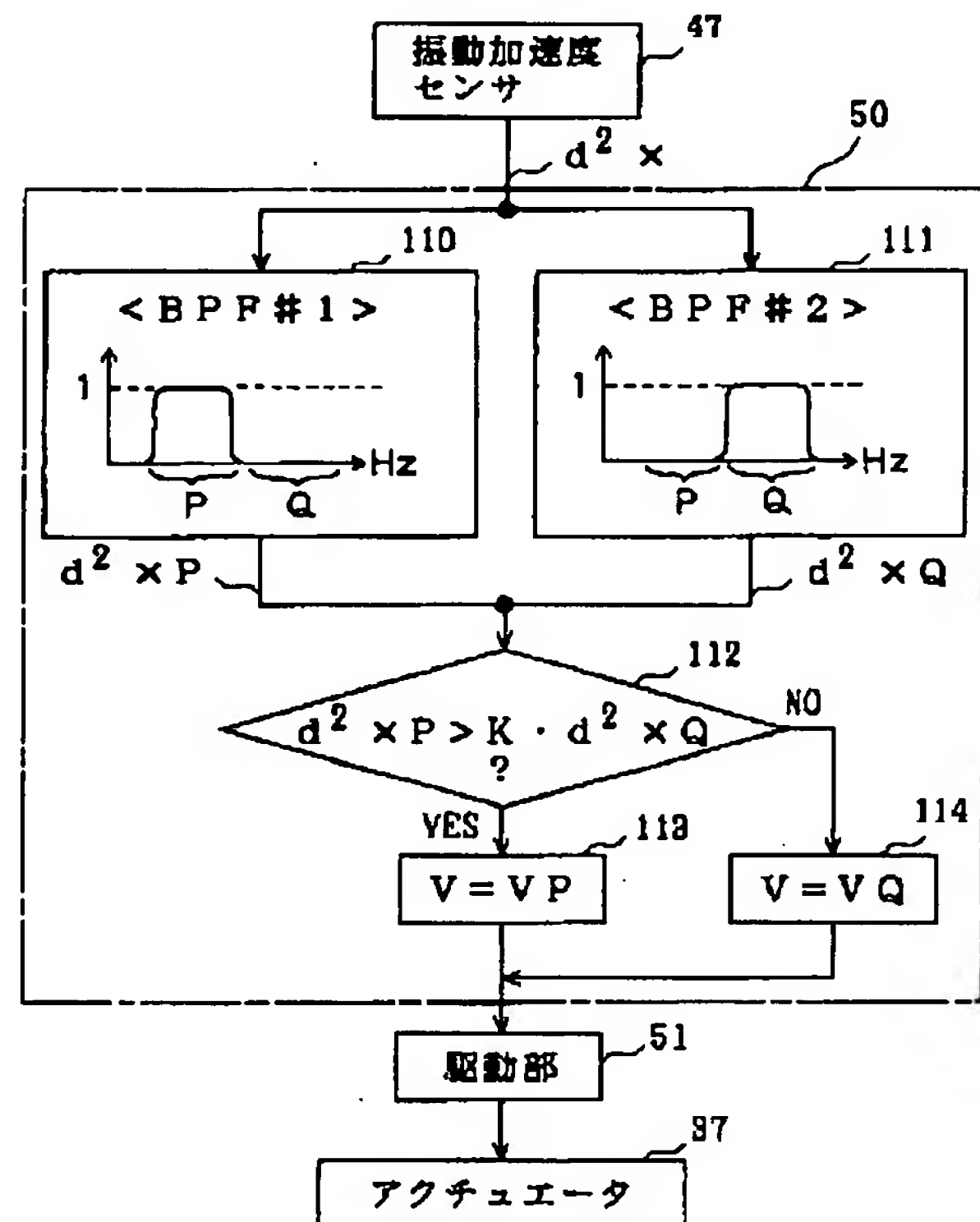
PA…上共振点、PB…下共振点、11…  
…アッパーアーム、13…ローアーム、19…\*

\*タイヤ、21…ショックアブソーバ、33…マ  
ス、35…可変ダンパ、37…アクチ  
ュエータ、40、100…ダイナミックダンパユニッ  
ト、45…路面突起、47…振動加速度センサ、  
50…ECU、51…駆動部

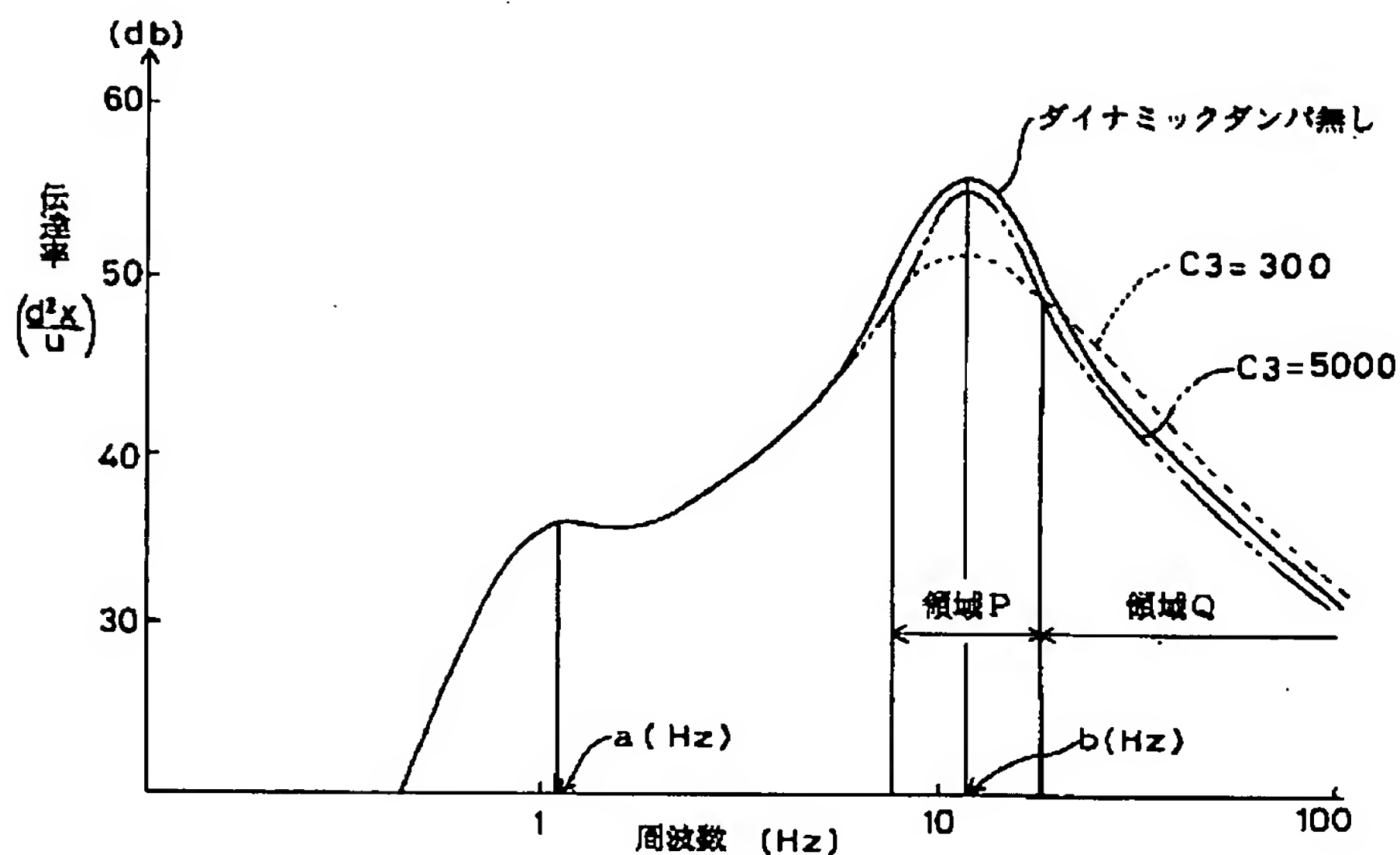
【図1】



【図2】

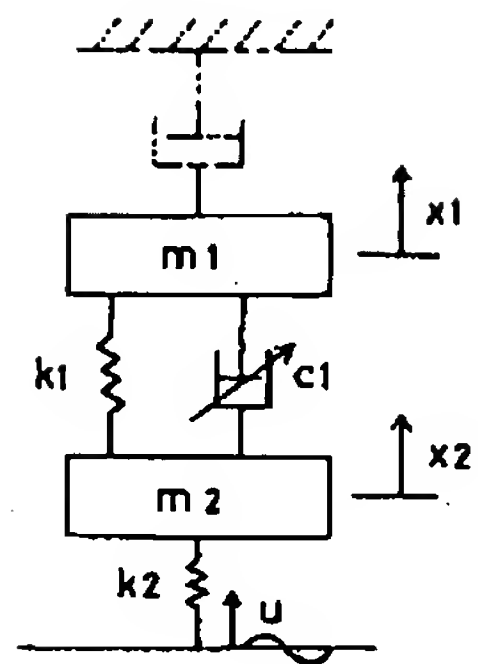


【図3】

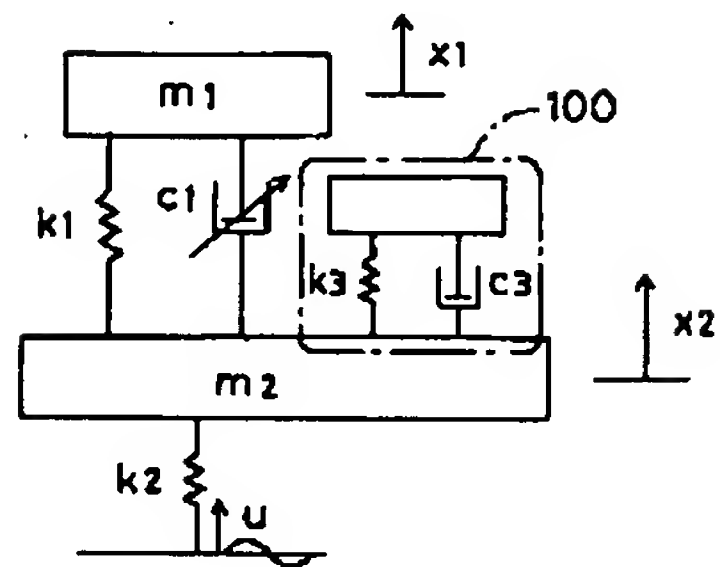


【図4】

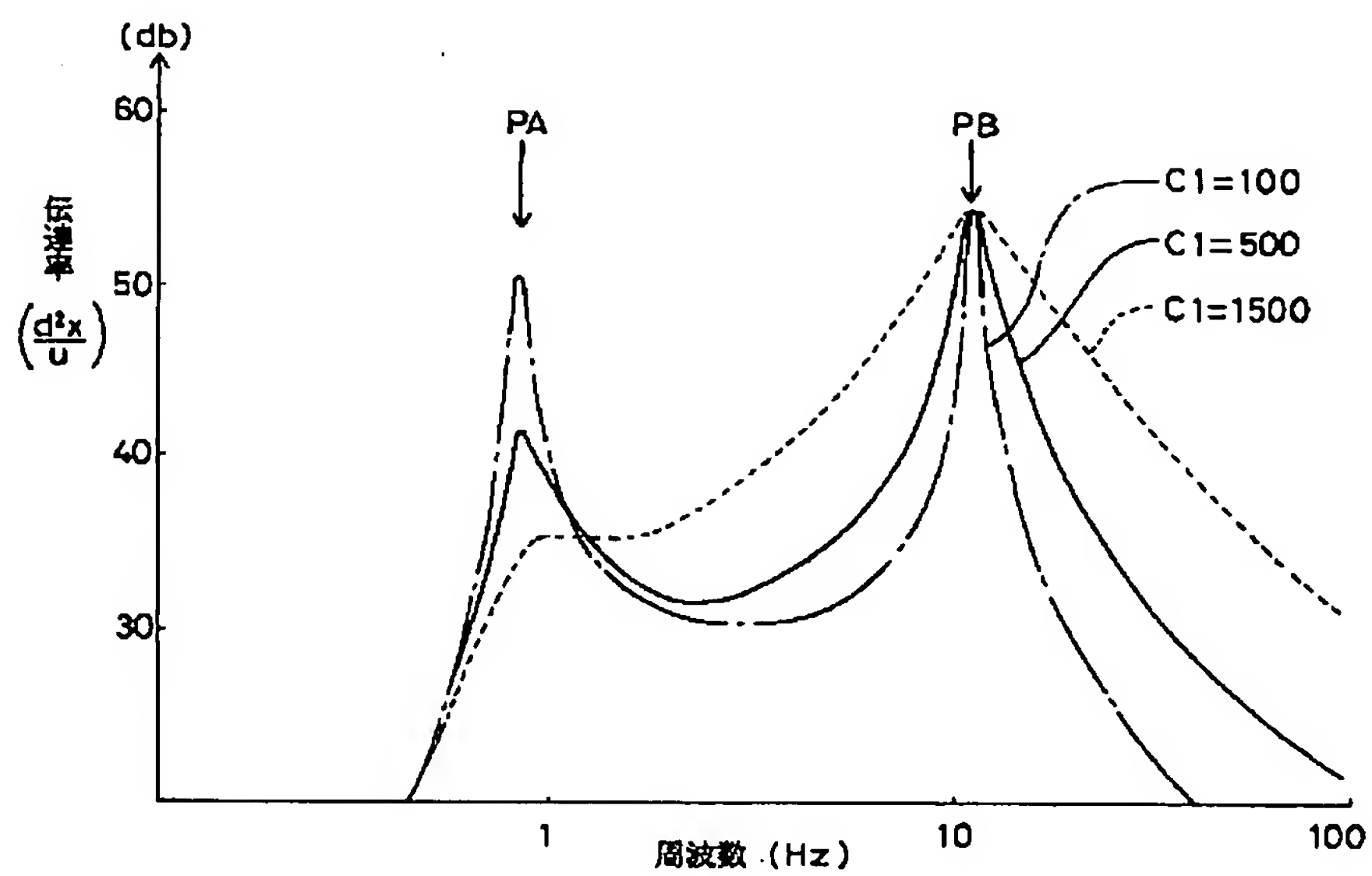
(A)



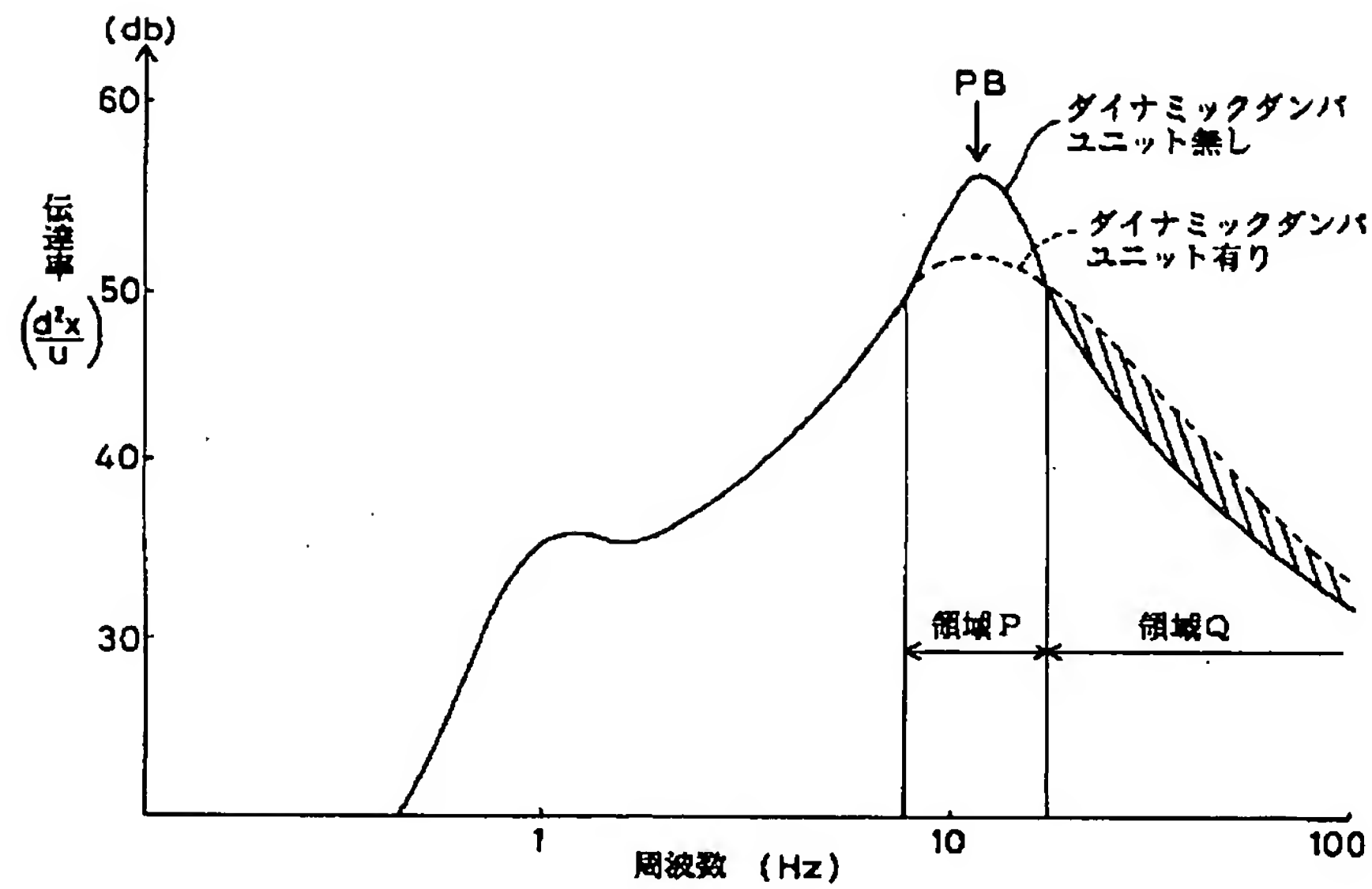
(B)



【図5】



【図 6】



フロントページの続き

(72)発明者 石川 浩  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電  
装株式会社内

(72)発明者 武田 政義  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電  
装株式会社内

(72)発明者 土居 俊一  
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番  
地の1株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 石黒 陸雄  
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番  
地の1株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 武井 一剛  
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番  
地の1株式会社豊田中央研究所内